

ЦЕНТРАЛЬНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Кафедра сільськогосподарського машинобудування

ТЕОРІЯ, КОНСТРУКЦІЯ ТА РОЗРАХУНОК МАШИН ДЛЯ ТВАРИННИЦТВА

Методичні рекомендації до виконання практичних робіт
для здобувачів ступеня вищої освіти магістр спеціальностей
133 – "Галузеве машинобудування" та 208 – "Агроінженерія"
освітньо-наукова програма "Галузеве машинобудування" та
освітньо-професійна програма "Агроінженерія"

Ухвалено
на засіданні кафедри
сільськогосподарського
машинобудування.
Протокол № 13 від 11.03.2020 р.

м. Кропивницький
2020

Теорія, конструкція та розрахунок машин для тваринництва : методичні рекомендації до виконання практичних робіт для здобувачів ступеня вищої освіти магістр спеціальностей 133 – "Галузеве машинобудування" та 208 – "Агроінженерія" / [уклад. : В.В. Амосов, П.Г. Лузан, О.Р. Лузан] ; М-во освіти і науки України, Центральноукраїн. нац. техн. ун-т, каф. с.-г. машинобуд. – Кропивницький : ЦНТУ, 2020.– 34 с.

Укладачі: доц., канд. техн. наук В.В. Амосов,
доц., канд. техн. наук П.Г. Лузан,
канд. техн. наук О.Р. Лузан

Рецензент: канд. техн. наук, професор Осипов І. М.

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 1

Розрахунок шнекової коренемийки ([1]; [2])

Для запобігання заклинюванню коренебульбоплодів між валом гвинта та кожухом діаметр шнека D (рис. 1.1) приймають не менше 0,3 м (табл. 1.1), а діаметра вала гвинта

$$d = (0,15 \dots 0,25)D. \quad (1.1)$$

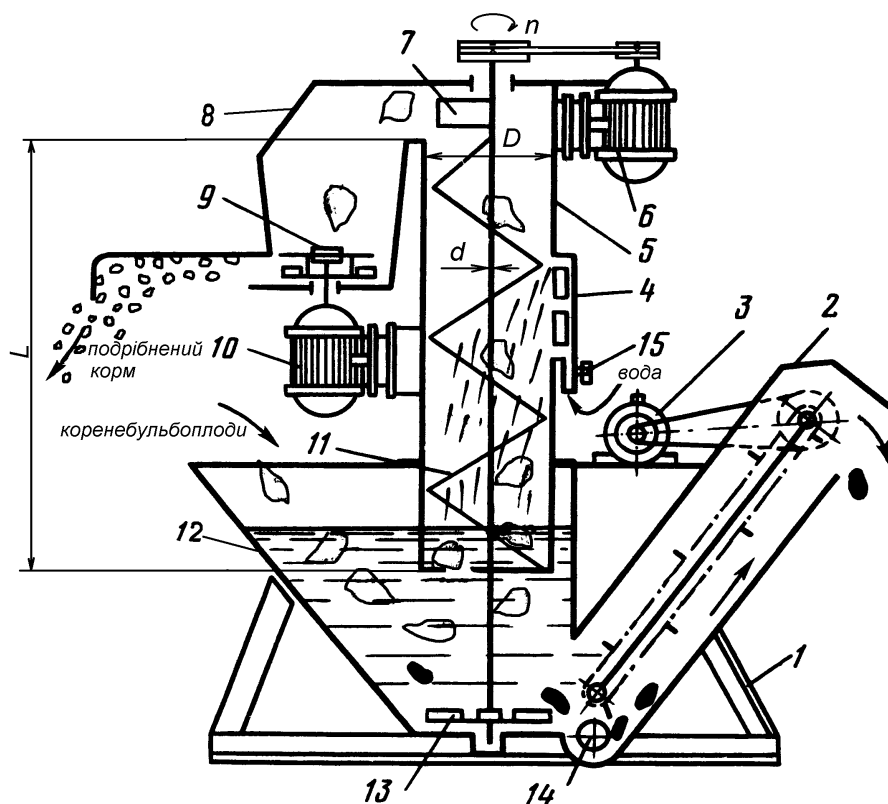


Рис.1.1. Функціональна схема шнекової коренемийки-подрібнювача:

1–рама; 2–транспортёр; 3,6,10–електродвигуни; 4–гребінка підводу води; 5–кожух; 7–лопать-викидач; 8–кришка; 9–подрібнювач; 11–шнек; 12–ванна; 13–крилач; 14–люк; 15–вентиль.

З урахуванням розмірів коренебульбоплодів, крок шнека

$$S = \pi \cdot D \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (1.2)$$

де α – кут підйому гвинтової лінії ($\alpha = 10 \dots 20^\circ$).

Довжину шнека вибирають з урахуванням часу миття

$$L = n \cdot S \cdot \tau_m, \quad (1.3)$$

де n – частота обертання шнека, с^{-1} (табл. 1.1);

τ_m – час миття, с (табл. 1.1).

Подача шнекової коренемийки (кг/с)

$$Q = \pi(D^2 - d^2) S n \rho \kappa_3 \kappa_0 / 4, \quad (1.4)$$

де ρ – насипна щільність коренебульбоплодів, $\rho = 600 \dots 650 \text{ кг/м}^3$;

κ_3 – коефіцієнт заповнення робочого простору шнека продуктом, $\kappa_3 \approx 0,25 \dots 0,35$;

κ_0 – коефіцієнт, який враховує зменшення площі поперечного перерізу продукту внаслідок нахилу шнека до горизонту, коли вісь шнека перпендикулярна до горизонту, $\kappa_0 = 1$.

Маса коренеплодів, які перебувають у завантажувальній ванні

$$m_{зав} = Q \cdot \tau_{від}, \quad (1.5)$$

де $\tau_{від}$ – час відмокання, $\tau_{від} = 60 \dots 90 \text{ с}$.

Місткість ванни

$$V_{зав} = m_{зав} / \rho. \quad (1.6)$$

Потужність, необхідна для приводу шнекової коренемийки, витрачається на підйом продукту, подолання сил тертя продукту об внутрішню поверхню жолоба, сил тертя коренеплодів об гвинтову поверхню шнека, на перемішування та перетирання їх під час миття і на подолання сил тертя у підшипниках і передаточних механізмах

$$N = \frac{(N_1 + N_2) W_0}{\eta}, \quad (1.7)$$

де N_1 – потужність, яка витрачається на подолання тертя, Вт;

N_2 – потужність, яка витрачається на підйом продукту, Вт;

W_0 – коефіцієнт, який враховує переміщення та перетирання продукту, для

коренеплодів, забруднених ґрунтом, $W_0 = 1,5 \dots 1,7$;

η – ККД підшипників вала шнека, для одного підшипника $\eta = 0,96$.

Потужність на подолання сил тертя

$$N_1 = F \cdot v, \quad (1.8)$$

де F – сила тертя, яка виникає при русі продукту по кожуху, Н;

v – абсолютна швидкість руху продукту в середині кожуха шнека, м/с.

Сила тертя продукту по кожуху

$$F = f(F_b + mg \cdot \cos \lambda \cdot \cos \psi), \quad (1.9)$$

де f – коефіцієнт тертя продукту по кожуху (табл. 1.1);

F_b – відцентрова сила, яка притискає продукт до кожуха, Н;

m – маса продукту, який знаходиться всередині шнека під час руху, кг

$$m = \pi(D^2 - d^2)L \cdot K_3 \cdot \rho / 4, \quad (1.10)$$

g – прискорення сили тяжіння, $g = 9,8 \cdot \text{м/с}^2$;

λ – кут нахилу шнека, $\lambda = 90^\circ$;

ψ – кут природного нахилу матеріалу у русі, для коренеплодів $\psi = 25^\circ$.

Абсолютна швидкість руху продукту всередині кожуха шнека

$$v = v_{oc} / \cos \varepsilon, \quad (1.11)$$

де v_{oc} – швидкість руху продукту вздовж осі шнека, м/с;

ε – кут нахилу абсолютної траєкторії часток продукту відносно осі шнека,
 $\varepsilon = 65^\circ$

$$v_{oc} = Q \cdot L / m, \quad (1.12)$$

Відцентрова сила, яка притискає продукт до кожуха

$$F_b = 2m \cdot v_K^2 / D, \quad (1.13)$$

де v_k – колова швидкість руху продукту по спинці кожуха, м/с.

$$v_k = v_{oc} \cdot \operatorname{tg} \varepsilon. \quad (1.14)$$

Потужність на підйом продукту

$$N_2 = (P_n D_0 + P_{mp} D) \cdot (\omega - \omega_{np}), \quad (1.15)$$

де P_n – сила, необхідна для підйому продукту, Н;

D_0 – діаметр витка шнека по центру маси шару продукту, який лежить на ньому, м

$$D_0 = 0,8 \cdot D, \quad (1.16)$$

P_{mp} – сила, необхідна для подолання тертя продукту по кожуху, Н;

$$P_{mp} = F(\cos \varepsilon \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \sin \varepsilon), \quad (1.17)$$

ω і ω_{np} – кутові швидкості відповідно обертання шнека і переміщення матеріалу всередині кожуха, c^{-1}

$$\omega = 2\pi n, \quad (1.18)$$

$$\omega_{np} = 2v_k / D, \quad (1.19)$$

Сила, необхідна для підйому продукту,

$$P_n = mg[\sin \lambda \cdot \operatorname{tg}(\alpha_1 + \varphi) + \cos \lambda \cdot \sin \psi], \quad (1.20)$$

де α_1 – кут підйому витків шнека по центру маси шару продукту, який лежить на ньому, град.

$$\alpha_1 = \operatorname{arctg} \frac{S}{\pi \cdot D_0}, \quad (1.21)$$

де φ – кут тертя продукту при русі по поверхні кожуха, град.

$$\varphi = \operatorname{arctg} f, \quad (1.22)$$

Таблиця 1.1

Вихідні дані для розрахунку шнекової коренемийки

№ варі- анту	D, мм	τ_m , с	n, c^{-1}	f	№ варі- анту	D, мм	τ_m , с	n, c^{-1}	f
1	300	8	1,5	0,25	17	300	10	2,0	0,25
2	300	8	1,5	0,35	18	300	10	2,0	0,35
3	300	8	1,5	0,30	19	300	10	2,0	0,30
4	300	8	1,5	0,40	20	300	10	2,0	0,40
5	300	8	2,0	0,25	21	300	10	2,5	0,25
6	300	8	2,0	0,35	22	300	10	2,5	0,35
7	300	8	2,0	0,30	23	300	10	2,5	0,30
8	300	8	2,0	0,40	24	300	10	2,5	0,40
9	300	8	2,5	0,25	25	400	8	1,5	0,25
10	300	8	2,5	0,35	26	400	8	1,5	0,35
11	300	8	2,5	0,30	27	400	8	1,5	0,30
12	300	8	2,5	0,40	28	400	8	1,5	0,40
13	300	10	1,5	0,25	29	400	8	2,0	0,25
14	300	10	1,5	0,35	30	400	8	2,0	0,35
15	300	10	1,5	0,30	31	400	8	2,0	0,30
16	300	10	1,5	0,40	32	400	8	2,0	0,40

Зміст звіту

1. Розрахувати параметри шнека d , S , L , подачу шнека Q , параметри ванни $m_{\text{зав}}$, $V_{\text{зав}}$, витрати потужності на привід коренемийки N .
2. Висновок (на основі аналізу результатів), на який процес витрачається більше енергії – підйом продукту чи подолання всіх сил тертя

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №2

Розрахунок барабанного подрібнювального апарата ([3]; [4])

Ножі барабанного подрібнювального апарата розташовано на циліндричній поверхні. Вони можуть бути плоскими (лезо ножа паралельне до осі циліндра) або гвинтовими. Перші простіші у виготовленні, при регулюванні зазору між лезом і протиризальною пластиною та при заточуванні, не створюють осьові сили на підшипники, але здійснюють різання рубкою. Це призводить до різких ударних коливань навантаження на вал барабана і прискорення виходу з ладу ножів, підшипників та інших деталей привода. Тому більше розповсюдження набули барабанні подрібнювальні апарати з гвинтовими ножами, які забезпечують зменшення радіального зусилля на ніж за рахунок ковзного різання та стабільне навантаження на привод.

Вихідними даними при проектуванні барабанного подрібнювального апарата служать: продуктивність подрібнювального апарата Q ; довжина різки l_p (за зоотехнічними вимогами $l_p = 3 \dots 50$ мм); щільність шару матеріалу, стиснутого вальцями, ρ (для соломи $\rho = 100 \dots 150$ кг/м³, для зеленої маси $\rho = 350 \dots 500$ кг/м³); товщина шару матеріалу h (рис. 2.1) (для підвищення якості подрібнення та зменшення витрат енергії рекомендують подавати ущільнений матеріал тоненьким шаром $h = 40 \dots 70$ мм, але іноді для підвищення продуктивності подрібнювального апарата збільшують товщину шару до $h = 130 \dots 180$ мм).

Визначимо ширину завантажувальної горловини, яка у барабанного подрібнювального апарата дорівнює довжині барабана

$$b = \frac{Q}{0,16 \cdot h \cdot l_p \cdot z \cdot \rho \cdot \omega_6}, \quad (2.1)$$

де Q – продуктивність, кг/с (табл. 2.1);

h – товщина шару матеріалу, м (табл. 2.1);

l_p – довжина різки, м (табл. 2.1);

z – кількість ножів (рекомендують вибирати парне число $z = 2 \dots 12$);

ρ – щільність шару матеріалу, кг/м³ (табл. 2.1);

ω_{δ} – кутова швидкість обертання барабана, рад/с ($\omega_{\delta} = 40 \dots 60$ рад/с).

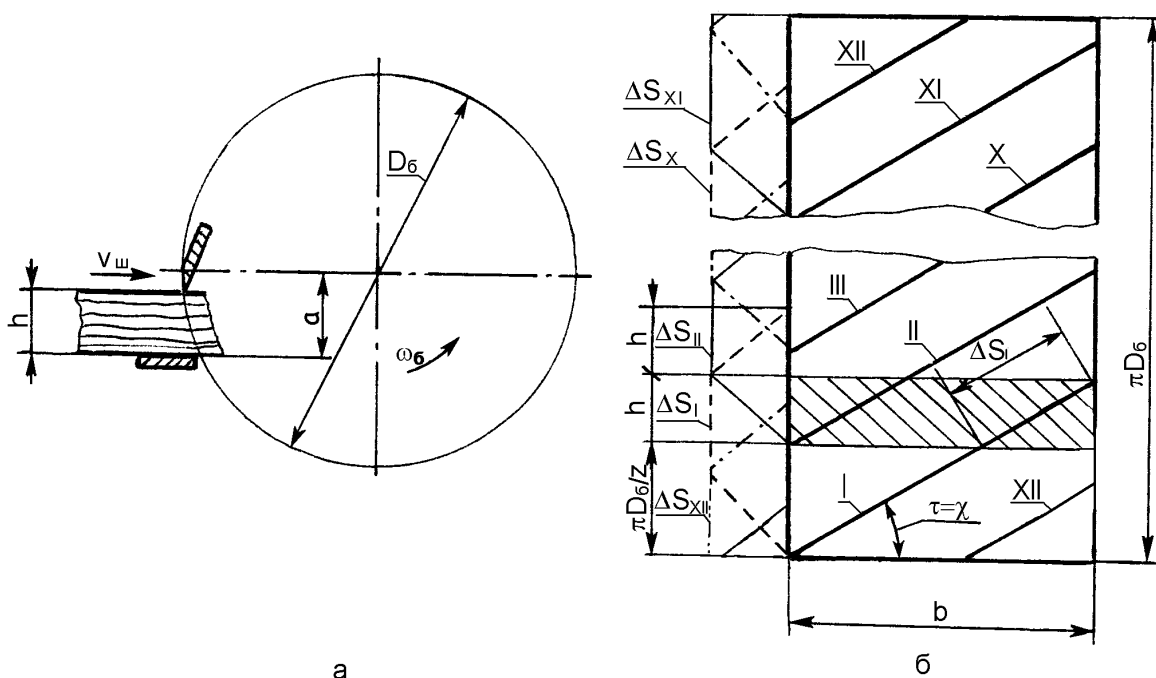


Рис. 2.1. Функціональна схема барабанного подрібнювального апарата (а) та розгортка ножового барабана (б)

Швидкість ущільненого шару матеріалу, який подають живильні вальці або транспортер з вальцем,

$$v_{ш} = \frac{l_p \cdot z \cdot \omega_{\delta}}{2 \cdot \pi} . \quad (2.2)$$

Для забезпечення рівномірного навантаження на вал ножі барабана розташовують з перекриттям, розмір якого має дорівнювати товщині шару матеріалу. З цією метою радіус барабана

$$R_{\delta} = \frac{z}{2 \cdot \pi} \cdot (b \cdot \operatorname{tg} \tau - h), \quad (2.3)$$

де τ – кут нахилу ножа відносно протирізальної пластини (кут ковзання), ($\tau = 24 \dots 30^{\circ}$).

Лінійна швидкість леза барабана

$$v_{\delta} = \omega_{\delta} \cdot R_{\delta} . \quad (2.4)$$

Для якісного перерізання матеріалу має бути $v_{\delta} \geq 20 \dots 40$ м/с.

Завантажувальна горловина має бути розташована нижче осі барабана так, щоб при торканні леза ножа з верхньою точкою шару матеріалу горизонтальна складова його швидкості була спрямована у бік переміщення шару. Висота шару повинна бути менша половини радіуса барабана, щоб горизонтальна складова швидкості леза в нижній точці шару не була занадто великою і лезо не затягувало стебла в зазор між лезом і протирізальною пластиною. З цих міркувань висота розташування осі барабана відносно протирізальної пластини (рис. 2.1)

$$a = h + R_{\delta} \cdot v_{u} / v_{\delta} . \quad (2.5)$$

Визначимо силові та енергетичні показники процесу подрібнення.

Момент різання

$$M_p = q \cdot \Delta S_{cp} \cdot R_{\delta}, \quad (2.6)$$

де q – нормальний питомий тиск, Н/м. Для кутів $\tau = 24 \dots 30^\circ$

$$q = (0,70 \dots 0,75) \cdot q_0,$$

де q_0 – питомий тиск, для соломи $q_0 = (5 \dots 12) \cdot 10^3$ Н/м, для трави

$$q_0 = (4 \dots 8) \cdot 10^3 \text{ Н/м};$$

ΔS_{cp} – середня довжина навантаженої частини леза, м.

Можна вважати для барабанного подрібнювача

$$\Delta S_{cp_{\max}} = h / \sin \tau , \quad (2.7)$$

$$\Delta S_{cp} = \frac{h}{\sin \tau} \cdot \left(1 + \frac{h \cdot z}{2 \cdot \pi \cdot R_{\delta}} \right). \quad (2.8)$$

З урахуванням моментів опору, обумовлених опором механізму подачі та опором холостого ходу машини, обертальний момент

$$M_{об} = 5 \cdot M_p / 3. \quad (2.9)$$

Потужність двигуна

$$N_{дв} = M_{об} \cdot \omega_{\delta}. \quad (2.10)$$

Зміст звіту

1. Розрахунок ширини завантажувальної горловини b , швидкості ущільненого шару матеріалу $v_{ш}$, радіуса R_b та лінійної швидкості леза барабана v_b , висоти осі барабана відносно протиріжучої пластини a , моменту різання M_p , обертового моменту $M_{об}$, потужності двигуна $N_{дв}$ згідно заданого варіанту (табл. 2.1).
2. Схема барабанного подрібнювального апарата та його розгортка за своїми розмірами (рис. 2.1) в масштабі 1:2, 1:4.
3. Висновок, чи забезпечить спроектований барабанний подрібнювальний апарат якісне перерізання шару матеріалу.

Таблиця 2.1

Вихідні дані для розрахунку барабанного подрібнювального апарата

№ варіанту	Q , кг/с	h , м	l_p , м	ρ , кг/м ³	№ варіанту	Q , кг/с	h , м	l_p , м	ρ , кг/м ³	№ варіанту	Q , кг/с	h , м	l_p , м	ρ , кг/м ³
1	2	0,04	0,01	350	11	2	0,04	0,02	450	21	4	0,05	0,02	350
2	2	0,04	0,01	400	12	2	0,04	0,02	500	22	4	0,05	0,02	400
3	2	0,04	0,01	450	13	2	0,04	0,02	350	23	4	0,05	0,02	450
4	2	0,04	0,01	500	14	2	0,04	0,02	400	24	4	0,05	0,02	500
5	2	0,04	0,01	350	15	4	0,04	0,04	450	25	6	0,05	0,03	350
6	2	0,04	0,01	400	16	4	0,04	0,04	500	26	6	0,05	0,03	400
7	2	0,04	0,01	450	17	3	0,04	0,01	350	27	6	0,05	0,03	450
8	2	0,04	0,01	500	18	3	0,04	0,01	400	28	6	0,05	0,03	500
9	2	0,04	0,01	350	19	3	0,04	0,01	450	29	7	0,05	0,04	350
10	2	0,04	0,01	400	20	3	0,04	0,01	500	30	7	0,05	0,04	400

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 3

Дослідження системи роздачі кормів мобільними кормороздавачами [5]

Завантажувачі кормів та мобільні кормороздавачі працюють у взаємозв'язку. На тривалість кожної технологічної операції та всього процесу завантаження і роздачі кормів діють випадкові фактори. Для визначення економічно доцільної кількості кормороздавачів, які обслуговують один завантажувач корму, використовують теорію масового обслуговування. Завантажувач і кормороздавачі (рис. 3.1) утворюють одноканальну систему масового обслуговування (СМО) з очікуванням.

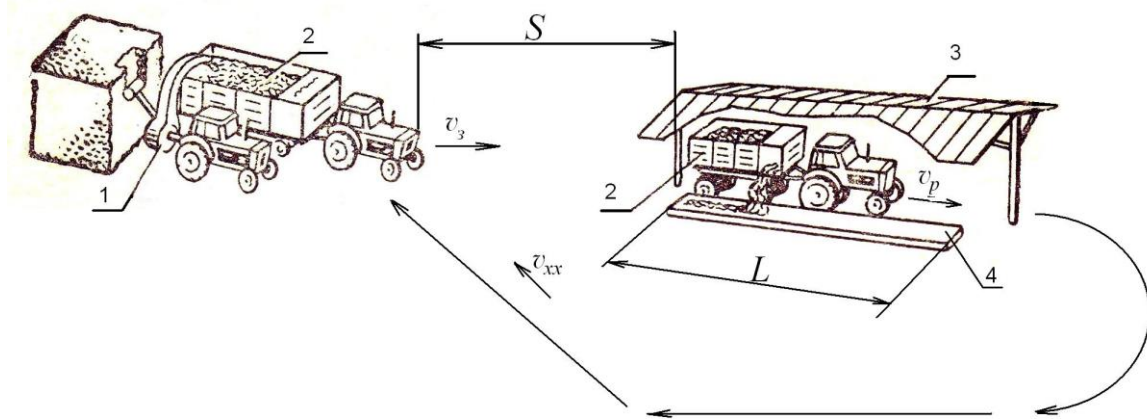


Рис. 3.1. Розрахункова схема системи роздачі кормів мобільними кормороздавачами: 1 – завантажувач кормів; 2 – кормороздавач; 3 – виробниче приміщення; 4 – годівниця.

На завантаження прибуває в середньому λ кормороздавачів за годину

$$\lambda = m/t_y, \quad (3.1)$$

де m – кількість кормороздавачів (її треба визначити у результаті дослідження);

t_y – середня тривалість циклу роботи кормороздавача, год

$$t_y = t_{зав} + t_{р.з.} + t_p + t_{хх}, \quad (3.2)$$

де $t_{зав}$, $t_{р.з.}$, t_p , $t_{хх}$ – середній час відповідно завантаження, руху з кормом, роздачі корму і холостого ходу кормороздавача, год

$$t_{p.з.} = \frac{S}{g_3}, \quad (3.3)$$

де S – відстань від місця завантаження корму до місця роздачі, км (табл.3.1);

g_3 – швидкість руху агрегату з завантаженим кормороздавачем, $g_3=10$ км/год.

$$t_p = \frac{L}{g_p}, \quad (3.4)$$

де L – довжина годівниць, у які треба завантажити корм, км (табл. 3.1);

g_p – швидкість руху агрегату при роздачі корму, км/год (табл. 3.1).

$$t_{xx} = \frac{S}{g_{xx}}, \quad (3.5)$$

де g_{xx} – швидкість руху агрегату з порожнім кормороздавачем, $g_{xx}=15$ км/год.

Завантажувач може завантажити μ кормороздавачів за годину

$$\mu = \frac{1}{t_{зав}}. \quad (3.6)$$

Продуктивність системи масового обслуговування характеризуються показником

$$\alpha = \frac{\lambda}{\mu} = m \cdot \frac{t_{зав}}{t_{ц}}. \quad (3.7)$$

Середня кількість кормороздавачів, які простоюють,

$$N_{np} = \frac{\alpha^2}{1-\alpha}. \quad (3.8)$$

Втрати коштів через простій кормороздавачів

$$B_{\kappa} = C_{\kappa} \frac{\alpha^2}{1-\alpha}, \quad (3.9)$$

де C_{κ} – втрати від однієї години простою кормороздавача, $C_{\kappa}=20$ грн.

Втрати коштів через простій завантажувача

$$B_3 = C_3(1-\alpha), \quad (3.10)$$

де C_3 – втрати від однієї години простою завантажувача кормів, $C_3=15$

грн.

Сумарні втрати коштів через простій кормороздавачів та завантажувача

$$B(\alpha) = C_{\kappa} \frac{\alpha^2}{1-\alpha} + C_3(1-\alpha). \quad (3.11)$$

Оптимальну кількість кормороздавачів, яка забезпечить мінімальні втрати коштів, можливо визначити, взявши похідну від функції (3.11) по α , прирівнявши її до нуля і визначивши значення $\alpha_{opt} < 1$ (умова функціонування СМО з очікуванням). Ці перетворення можна виконати вручну або з використанням програми в системі Mathcad, яка наведена далі.

Оптимальна кількість кормороздавачів

$$m_{opt} = \alpha_{opt} \frac{t_{\psi}}{t_{зав}}. \quad (3.12)$$

Таблиця 3.1

Вихідні дані для дослідження системи завантаження та роздачі кормів мобільними кормороздавачами

№ варіанту	$t_{зав}$, год	S , км	L , км	$\mathcal{Q}_p$, км/год	№ варіанту	$t_{зав}$, год	S , км	L , км	$\mathcal{Q}_p$, км/год
1	0,3	1	0,1	1,0	17	0,5	1	0,1	1,4
2	0,3	1	0,1	1,2	18	0,5	1	0,1	1,6
3	0,3	1	0,12	1,0	19	0,5	1	0,12	1,4
4	0,3	1	0,12	1,2	20	0,5	1	0,12	1,6
5	0,3	0,8	0,1	1,0	21	0,5	0,8	0,1	1,4
6	0,3	0,8	0,1	1,2	22	0,5	0,8	0,1	1,6
7	0,3	0,8	0,12	1,0	23	0,5	0,8	0,12	1,4
8	0,3	0,8	0,12	1,2	24	0,5	0,8	0,12	1,6
9	0,4	1	0,1	1,0	25	0,2	0,6	0,08	1,7
10	0,4	1	0,1	1,2	26	0,2	0,6	0,08	1,9
11	0,4	1	0,12	1,0	27	0,2	0,6	0,1	1,7
12	0,4	1	0,12	1,2	28	0,2	0,6	0,1	1,9
13	0,4	0,8	0,1	1,0	29	0,2	0,8	0,08	1,7
14	0,4	0,8	0,1	1,2	30	0,2	0,8	0,08	1,9
15	0,4	0,8	0,12	1,0	31	0,2	0,8	0,1	1,7
16	0,4	0,8	0,12	1,2	32	0,2	0,8	0,1	1,9

Зміст звіту

1. Розрахунок часу циклу $t_{\text{ц}}$ згідно заданого варіанту.
2. Результати диференціювання функції (3.11) та розв'язку рівняння $\frac{dB(\alpha)}{d\alpha} = 0$ відносно α або роздрукування результатів обчислень за програмою.
3. Визначення оптимальної кількості кормороздавачів.
4. Визначення мінімальних втрат коштів через простій кормороздавачів та завантажувача.

Дослідження системи роздачі кормів мобільними кормороздавачами студента гр.МС98 Заінчковського

Вихідні дані:

$S := 0.5$	- відстань від сховища кормів до тваринницького приміщення, км
$t_{\text{зав}} := 0.8$	- середня тривалість завантаження кормороздавача, год
$L := 0.15$	- довжина годівниць, км
$C_{\text{зав}} := 20$	- втрати від простою завантажувача, грн/год
$C_k := 16$	- втрати від простою кормороздавача, грн/год
$V_m := 10$	- середня швидкість руху завантаженого кормороздавача, км/год
$V_p := 1.6$	- середня швидкість руху при роздачі кормів у годівниці, км/год
$V_{\text{хх}} := 15$	- середня швидкість руху розвантаженого кормороздавача, км/год

Тривалість циклу роботи кормороздавача

$$t_{\text{ц}} := \frac{S}{V_m} + \frac{L}{V_p} + \frac{S}{V_{\text{хх}}} + t_{\text{зав}} \quad t_{\text{ц}} = 0.958$$

Втрати коштів через простій завантажувача та кормороздавачів

$$C(\alpha) := \left[C_{\text{зав}} \cdot (1 - \alpha) + C_k \cdot \frac{\alpha^2}{1 - \alpha} \right]$$

Визначаємо оптимальне значення α

$$\frac{d}{d\alpha} C(\alpha) \rightarrow -20 + 32 \cdot \frac{\alpha}{1 - \alpha} + 16 \cdot \frac{\alpha^2}{(1 - \alpha)^2} \text{ solve, } \alpha \rightarrow \left(\frac{1}{3} \right)$$

Вибираємо значення $\alpha < 1$, яке відповідає умові роботи СМО з чеканням

$$\alpha := \frac{1}{3}$$

Визначаємо оптимальну кількість кормороздавачів

$$m := \alpha \cdot \frac{t_{\text{ц}}}{t_{\text{зав}}} \quad m = 0.399$$

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №4

Розрахунок ланцюгово-скребкового транспортера для видалення гною [3]

Ланцюгово-скребковий транспортер ТСН-3,0Б призначений для механізованого прибирання гною з тваринницьких приміщень з вантаженням його в транспортні засоби, в яких гній відвозять в гноєсховище або в поле. Транспортер (рис. 4.1) є установкою, яка складається з двох самостійних транспортерів – горизонтального І і похилого ІІ, працюючих незалежно один від одного. Кожний з них має свій привідний пристрій і механізм включення.

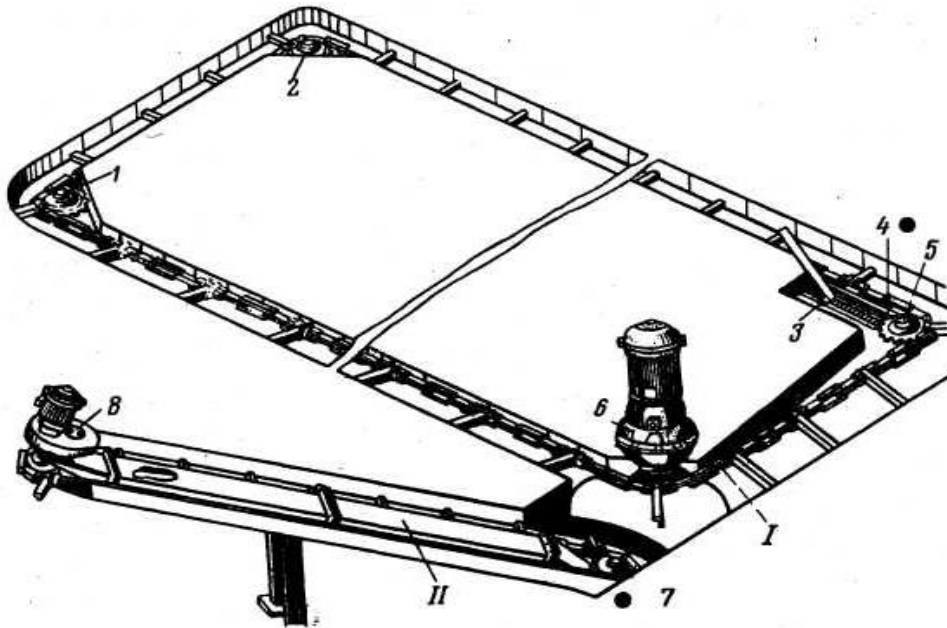


Рис. 4.1. Ланцюгово-скребковий транспортер ТСН-3,0Б:

І – горизонтальний транспортер; ІІ – похилий транспортер; 1 і 2 – поворотний пристрій; 3 – натягач; 4 – гвинт натягача; 5, 7 – поворотна зірочка; 6 – привідний пристрій горизонтального транспортера; 8 – привідний пристрій похилого транспортера.

Розрахунок ланцюгово-скребкового транспортера для видалення гною проводять у наступній послідовності.

1. Продуктивність транспортера за формулою

$$Q=h \cdot b \cdot \rho \cdot v \cdot k, \quad (4.1)$$

де h – висота шару гною біля скребка, $h=0,005\text{м}$;

b – ширина гнойової канавки, $b=0,32\text{м}$;

ρ – щільність гною, кг/м^3 (табл. 4.1);

v – швидкість ланцюга транспортера, $v=0,15 \dots 0,2\text{м/с}$;

k – коефіцієнт подачі:

$$k=k_1 k_2 k_3 k_4 k_5, \quad (4.2)$$

де k_1 – коефіцієнт заповнення канавки, $k_1=0,5$;

k_2 – коефіцієнт, який враховує ущільнення гною при його переміщенні скребком, $k_2=1,13$;

k_3 – швидкісний коефіцієнт, $k_3=0,9 \dots 0,95$;

k_4 – коефіцієнт, який враховує об'єм канавки, заповнений ланцюгом та скребками, $k_4=0,97$;

k_5 – коефіцієнт, який враховує кут підйому похилого транспортера, $k_5=0,8 \dots 1$.

2. Тяговий опір руху транспортера за формулою

$$P=P_1+P_2+P_3+P_4+P_5, \quad (4.3)$$

де P_1 – опір від тертя гною по канавці, Н.

$$P_1=h \cdot b \cdot l \cdot \rho \cdot g \cdot f \cdot \cos\beta, \quad (4.4)$$

де l – довжина шляху переміщення гною, $l=160\text{м}$;

f – коефіцієнт тертя гною по жолобу (табл. 4.1);

β – кут встановлення похилого транспортера.

P_2 – опір тертя гною по боковим стінкам, Н

$$P_2=h^2 l \rho g f \xi \cos\beta, \quad (4.5)$$

де ξ – коефіцієнт бокового тиску

$$\xi = \psi(1 + f_{\text{вн}}^2) - \sqrt{(1 - f_{\text{вн}}^2)(f_{\text{вн}} - f^2)} - f_{\text{вн}} \sqrt{(1 - f_{\text{вн}}^2)(f_{\text{вн}}^2 - f^2)}, \quad (4.6)$$

де ψ – динамічний коефіцієнт (табл. 4.1);

$f_{\text{вн}}$ – коефіцієнт внутрішнього тертя гною, $f_{\text{вн}}=0,8 \dots 0,9$;

P_3 – опір від підйому гною похилим транспортером, Н

$$P_3 = h \cdot b \cdot l \cdot \rho \cdot g \cdot f \cdot \sin \beta = 0 \quad (4.7)$$

оскільки $\beta = 0^\circ$

$$P_4 = 2q_{\text{ц}} L_1 \cos \beta, \quad (4.8)$$

де $q_{\text{ц}}$ – питома сила тяжіння 1м ланцюга зі скребками, $q_{\text{ц}} = 20 \text{ Н/м}$;

L_1 – відстань між осями зірочок, $L_1 = 50 \text{ м}$;

P_5 – опір від переміщення гною в напрямку натяжної зірочки, Н

$$P_5 = 0,25 P_4 \quad (4.9)$$

3. Потужність двигуна

$$N_{\text{дв}} = k \cdot P \cdot v / (102 \eta_{\text{т}}), \quad (4.10)$$

де k – коефіцієнт, який враховує опір від натягіння на ведучій зірочці, $k = 1,1$;

$\eta_{\text{т}}$ – ККД привода транспортера, $\eta_{\text{т}} = 0,75 \dots 0,85$.

Для забезпечення нормальних умов роботи скребка необхідно, щоб ковзання гною вздовж скребка було відсутнє

$$\alpha < \phi, \quad (4.11)$$

де α – кут відхилення скребка від нормалі до стінки канавки;

ϕ – кут тертя гною по скребку, $\phi = \arctg f$.

4. Мінімальна необхідна попередня натяжка ланцюга (рис. 4.2):

$$P_{\text{min}} = P_0 v_{\text{с}} / (t_{\text{ц}} (\tg \alpha_{\text{max}} - f \tg^2 \alpha_{\text{max}})) - P_0 / (2(1 - f \tg \alpha_{\text{max}})), \quad (4.12)$$

де P_0 – опір руху скребка при розташуванні його по нормалі до стінки канавки, Н

$$P_0 = P(1 - f_1 \tg \alpha), \quad (4.13)$$

де α_{max} – максимально допустимий кут відхилення скребка від нормалі до стінки канавки, $\alpha_{\text{max}} = 15^\circ$;

$v_{\text{с}}$ – відстань точки прикладання сили P до ланцюга

$$v_{\text{с}} = 0,5v + c, \quad (4.14)$$

де $c = 0,01 \dots 0,02 \text{ м}$;

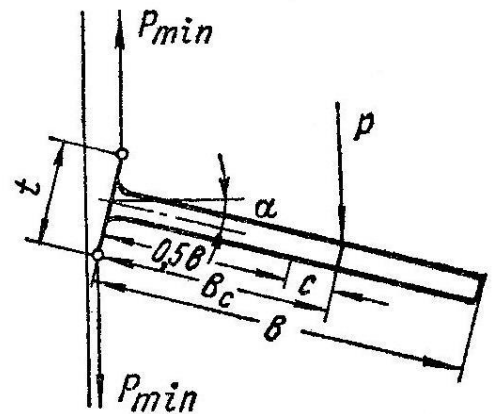


Рис. 4.2. Схема дії сил на скребок транспортера

$t_{ц}$ — крок ланцюга, $t_{ц}=0,115\text{м}$.

Зміст звіту

1. Схема дії сил на скребок транспортера (рис. 4.2).
2. Опис методики та визначення продуктивності транспортера, тягового опору руху транспортера, потужності електродвигуна, мінімальної необхідної попередньої натяжки ланцюга.

Таблиця 4.1

Вихідні дані для розрахунку скребкового транспортера

№ варі- анту	ρ , кг/м ³	f	ψ
1	600	0,7	1,5
2	600	0,7	1,8
3	600	0,8	1,5
4	600	0,8	1,8
5	600	0,9	1,5
6	600	0,9	1,8
7	600	0,7	1,6
8	600	0,8	1,7
9	700	0,7	1,5
10	700	0,7	1,8
11	700	0,8	1,5

№ варі- анту	ρ , кг/м ³	f	ψ
12	700	0,8	1,8
13	700	0,9	1,5
14	700	0,9	1,8
15	700	0,7	1,6
16	700	0,8	1,7
17	800	0,7	1,5
18	800	0,7	1,8
19	800	0,8	1,5
20	800	0,8	1,8
21	800	0,9	1,5
22	800	0,9	1,8

№ варі- анту	ρ , кг/м ³	f	ψ
23	800	0,7	1,6
24	800	0,8	1,7
25	900	0,7	1,5
26	900	0,7	1,8
27	900	0,8	1,5
28	900	0,8	1,8
29	900	0,9	1,5
30	900	0,9	1,8
31	900	0,7	1,6
32	900	0,8	1,7
33	600	0,8	1,7

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №5

Розрахунок сепаратора-молокоочисника [6]

Технологічно відцентрове очищення молока вельми ефективне. Його застосовують для видалення з молока механічних домішок, які не тільки забруднюють продукт, але створюють сприятливі умови для розвитку мікробів і навіть захищають їх від загибелі при пастеризації. Тому молоко перед пастеризацією очищають, причому звичайно апарат для очищення складає частину установки пастеризації.

Для очищення молока в потокових технологічних лініях тваринницьких ферм широке застосування отримав сепаратор-молокоочисник очисно-охолоджувальної установки ОМ-1 (рис. 5.1), який складається з приймально-вивідного пристрою, барабана 7, приводного механізму 2, електродвигуна і станини 1.

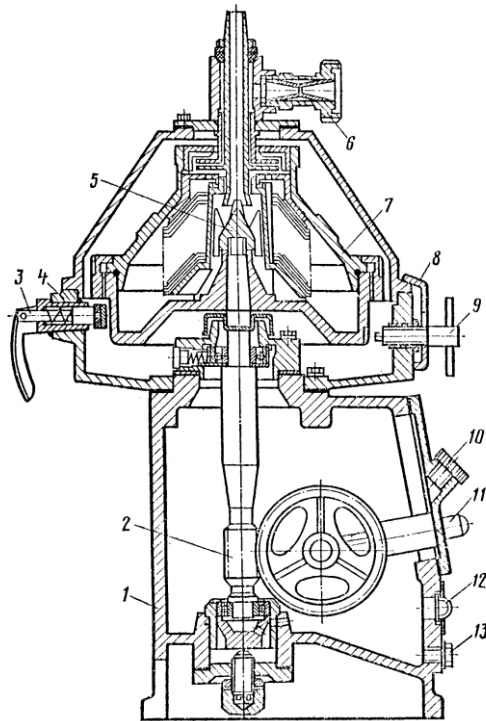


Рис. 5.1. Сепаратор-молокоочисник очисно-охолоджувальної установки ОМ-1:

1 – станина; 2 – приводний механізм; 3 – гальмо; 4 – чаша станини; 5 – гайка кріплення барабана; 6 – патрубок виводу молока; 7 – барабан; 8 – зажим; 9 – стопор; 10 – пробка для заливання масла; 11 – пульсатор; 12 – показчик рівня масла; 13 – пробка зливу масла.

В чаші приводного механізму укріплено два гальма 3 для зупинки барабана після виключення електродвигуна, два стопори 9, утримуючі барабан від довільного обертання при складанні і розбиранні. Приводний механізм розміщений в станині, він складається з горизонтального вала з фрикційно-

відцентровою муфтою, вертикального вала і пульсатора 11. Барабан на веретені закріплений гайкою 5.

Важливе значення в практиці використання сепараторів-молокоочисників має тривалість їх безперервної роботи

$$T=100V_6/(P \cdot L), \quad (5.1)$$

де T – тривалість роботи, год;

P – забруднення молока, середнє $P=0,04\%$;

L – продуктивність сепаратора, $\text{м}^3/\text{год}$;

V_6 – об'єм камери для бруду, дм^3 (табл. 5.1);

Продуктивність сепаратора

$$L=22,9 \cdot 10^7 \beta \cdot Z \cdot V \cdot n^2 t \cdot r^2, \quad (5.2)$$

де β – технологічний ККД сепаратора, $\beta = 0,5$;

Z – кількість тарілок у барабані (табл. 5.1);

V – розрахунковий об'єм барабана, м^3 ;

n – частота обертання барабана, $n=120$ об/с;

t – температура молока, $^{\circ}\text{C}$ (рекомендують сепарувати парне молоко при $t=(30 \dots 35)^{\circ}\text{C}$)

r – розрахунковий радіус частки, яка виділяється, $r=0,7 \cdot 10^{-6}$ м.

Розрахунковий об'єм барабана

$$V=\pi(D^2+d \cdot D+d^2)H/6, \quad (5.3)$$

де d – менший діаметр тарілки, м (табл.

5.1) (рис. 5.2);

H – висота тарілки, м (табл. 5.1);

D – більший діаметр тарілки, м (табл. 5.1).

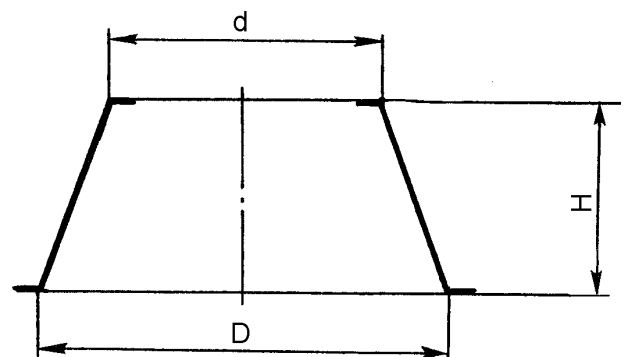


Рис. 5.2. Схема тарілки сепаратора-молокоочисника

Зміст звіту

1. Схема тарілки сепаратора-молокоочисника (рис.5.2).
2. Опис методики та визначення розрахункового об'єму барабана, подільності молока, продуктивності та тривалості безперервної роботи сепаратора.

Таблиця 5.1

Вихідні дані для розрахунку сепаратора-молокоочисника

№ варі- анту	$V_6, \text{см}^3$	Z	D, см	d, см	H, см	№ варі- анту	$V_6, \text{см}^3$	Z	D, см	d, см	H, см
1	100	30	12	4	5	17	800	50	17	6	6
2	100	30	12	4	6	18	800	50	17	6	7
3	100	30	12	5	5	19	800	50	17	7	6
4	100	30	12	5	6	20	800	50	17	7	7
5	110	30	13	5	5	21	820	50	18	6	6
6	110	30	13	5	6	22	820	50	18	6	7
7	110	30	13	4	5	23	820	50	18	7	6
8	110	30	13	4	6	24	820	50	18	7	7
9	210	40	15	6	6	25	1600	70	21	7	11
10	210	40	15	6	7	26	1600	70	21	7	12
11	210	40	15	5	6	27	1600	70	21	8	11
12	210	40	15	5	7	28	1600	70	21	8	12
13	220	40	16	5	6	29	1700	70	22	7	11
14	220	40	16	5	7	30	1700	70	22	7	12
15	220	40	16	6	6	31	1700	70	22	8	11
16	220	40	16	6	7	32	1700	70	22	8	12

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №6

Розрахунок пластинчастого пастеризатора молока [6]

Пластинчаті теплообмінні апарати завдяки своїм достоїнствам і універсальності зайняли головне місце серед устаткування для теплової обробки молока на фермах. Їх використовують для негайного охолодження молока після доїння при отриманні його від здорових корів і пастеризації з подальшим охолодженням при отриманні від хворих корів.

Пластинчаті теплообмінні апарати – один з найпрогресивніших типів теплообмінників безперервної дії. Вони дозволяють розмістити в невеликому просторі значну поверхню теплообміну. Відносно компактності, продуктивності і інтенсивності теплопередачі пластинчаті охолоджувачі і комбіновані пастеризаційно-охолоджувальні теплообмінні апарати не мають собі рівних. Те ж можна сказати і про умови очищення робочих поверхонь від пригару і відкладень.

Розглянемо схему роботи найпростішого пластинчастого теплообмінного апарату, що складається з однієї секції (рис. 6.1). Апарат має пакет теплообмінних пластин 7, 11, нанизаних на горизонтальні штанги 1, своїми кінцями закладені в стійки 3 і 8. В зібраному положенні пластини стиснуті в один пакет за допомогою натискної плити 2, стягнутої гвинтом 4. Пластинчаті апарати складаються з великого числа пластин (на рисунку видні тільки п'ять теплообмінних пластин у розімкненому положенні) і часто з декількох теплообмінних секцій. Зазори між пластинами залежать від товщини гумових прокладок 5 і 10 і звичайно складають 1...6 мм. Тонкі теплообмінні пластини апарату виготовлені штампуванням з листової неіржавіючої сталі завтовшки 0,5...2,0 мм і забезпечують достатньо високий теплообмін між сусідніми потоками рідин.

На представленій схемі (рис. 6.1) шлях молока позначений суцільною лінією, а шлях теплоносіїв – штриховою. Через патрубок і кутовий отвір 9 молоко поступає в апарат, потрапляє в подовжній його канал, який створюється при стисненні пластин кутовими отворами, і рухається по ньому до граничної пластини 11, має глухий кут

(без отвору). При цьому молоко розподіляється по непарних зазорах між пластинами, утвореним відповідним розташуванням кільцевих прокладок 10, які не дають можливості молоку потрапляти в парні зазори. Рухаючись вниз, молоко обтікає гофровані поверхні, що обігріваються з другого боку теплоносієм. Внизу воно виходить із зазорів в нижній подовжній канал, утворений кутовими отворами 6, і витікає з апарату через патрубок.

Теплоносій в апараті рухається назустріч молоку: поступає через патрубок, проходить по нижньому подовжньому каналу; розподіляється по парних каналах між пластинами і прямує по них вгору, а потім через верхній подовжній канал і патрубок витікає з апарату.

Теплообмін між молоком і теплоносієм відбувається через тонкі гофровані стінки пластин, і таким чином молоко нагрівається або охолоджується до необхідної температури.

1. Площа робочої поверхні пастеризатора молока розраховується, виходячи з об'єднаного рівняння теплового балансу та теплопередачі

$$F = M \cdot C_M (T_{KM} - T_{PM}) / (K_P \Delta T_{CP}), \quad (6.1)$$

де M – продуктивність пастеризатора, кг/с (табл. 6.1);

C_M – питома теплоємність молока, $C_M = 3,92$ кДж/(кг·К);

T_{PM} – початкова температура молока, К (табл. 6.1);

T_{KM} – кінцева температура молока, $T_{KM} = 365$ К;

K_P – загальний коефіцієнт теплопередачі, $K_P = 1730$ Вт/(м²·К);

ΔT_{CP} – середня логарифмічна різниця температур, К;

$$\Delta T_{CP} = ((T_P - T_{PM}) - (T_P - T_{KM})) / \ln((T_P - T_{PM}) / (T_P - T_{KM})), \quad (6.2)$$

де T_P – температура пари, $T_P = 380$ К;

2. Кількість паралельних каналів у пакеті

$$m = M / (\rho_M v_M b \cdot h), \quad (6.3)$$

де v_M – швидкість руху молока по каналам, $v_M = 0,25$ м/с;

ρ_M – щільність молока, $\rho_M = 1023$ кг/м³;

b і h – розміри каналу, м (табл. 6.1).

3. Кількість пластин у секції

$$Z_{\text{пл}} = F/f, \quad (6.4)$$

де f – площа поверхні однієї пластини, м^2

$$f = a \cdot b, \quad (6.5)$$

де a – довжина пластини, м (табл. 6.1).

4. Кількість пакетів у секції

$$Z_{\text{п}} = Z_{\text{пл}} / (2m) \quad (6.6)$$

Зміст звіту

Опис методики та визначення кількості пакетів у секції пластинчастого пастеризатора.

Таблиця 6.1

Вихідні дані для розрахунку пластинчастого пастеризатора

№ варі- анту	М, кг/год	Т _{пм} , К	а, мм	б, мм	h, мм	№ варі- анту	М, кг/год	Т _{пм} , К	а, мм	б, мм	h, мм
1	800	308	640	70	1,1	17	2000	308	800	185	4,4
2	800	308	640	70	1,4	18	2000	308	800	185	4,5
3	800	308	640	60	1,1	19	2000	308	800	190	4,4
4	800	308	640	60	1,4	20	2000	308	800	190	4,5
5	800	352	640	70	1,1	21	2000	352	800	185	4,4
6	800	352	640	70	1,4	22	2000	352	800	185	4,5
7	800	352	640	60	1,1	23	2000	352	800	190	4,4
8	800	352	640	60	1,4	24	2000	352	800	190	4,5
9	1000	308	650	70	1,1	25	3000	308	880	220	3,4
10	1000	308	650	70	1,4	26	3000	308	880	220	3,5
11	1000	308	650	80	1,1	27	3000	308	880	230	3,4
12	1000	308	650	80	1,4	28	3000	308	880	230	3,5
13	1000	352	650	70	1,1	29	3000	352	880	220	3,4
14	1000	352	650	70	1,4	30	3000	352	880	220	3,5
15	1000	352	650	80	1,1	31	3000	352	880	230	3,4
16	1000	352	650	80	1,4	32	3000	352	880	230	3,5

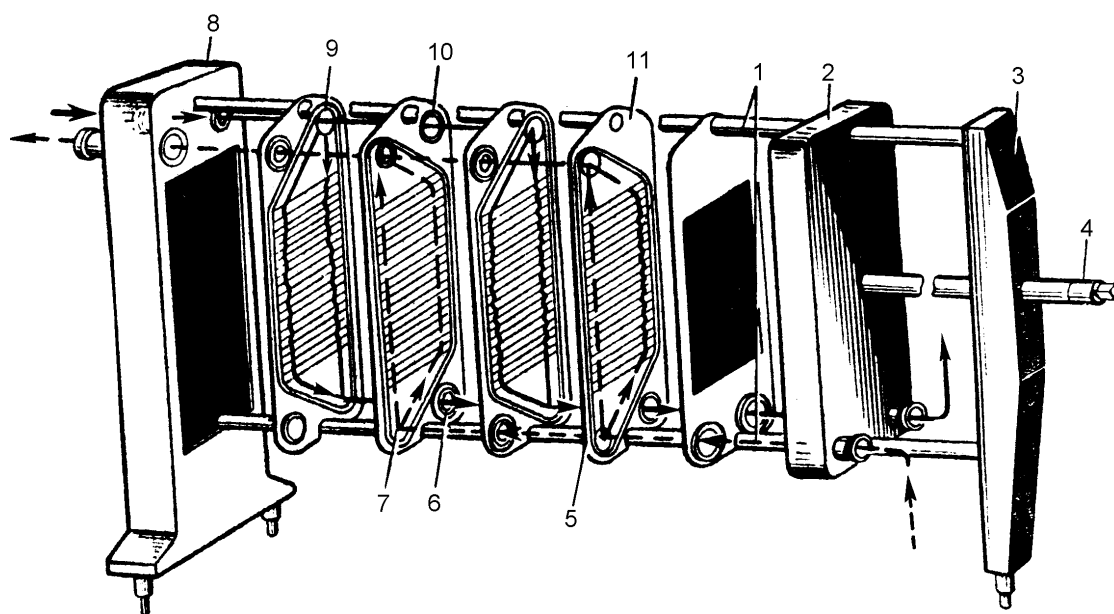


Рис. 6.1. Схема секції пластинчастого пастеризатора:

1 – штанги; 2 – натискна плита; 3 – задня стійка; 4 – гвинт; 5, 10 – прокладки;
6, 9 – отвори; 7 – теплообмінна пластина; 8 – передня стійка.

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №7

Кінематичний аналіз різального апарата стригальної машинки

Високочастотна стригальна машинка МСУ-200В (рис. 7.1) складається зі стригальної головки, електродвигуна 2 та шнура живлення. Стригальна головка включає корпус 1, різальний апарат, ексцентриковий та натискний механізми.

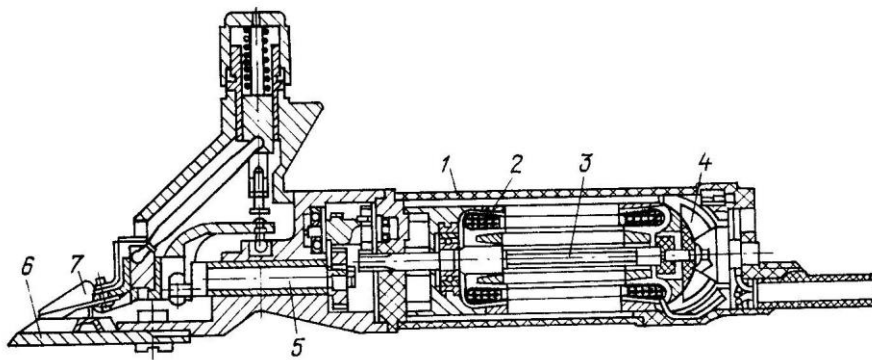


Рис. 7.1. Високочастотна стригальна машинка МСУ-200В:

1 – корпус; 2 – електродвигун; 3 – вал; 4 – крильчатка; 5 – вал; 6 – гребінка; 7 – ніж.

Принцип дії різального апарата стригальної машинки (рис. 7.2) аналогічний до принципу дії сегментно-пальцевих різальних апаратів машин для збирання кормових і зернових культур. Суттєвою відмінністю є обертальний коливальний рух ножа. З метою досягнення рівномірного зрізу вовни стригальні машинки мають апарати низького різання, які значно зменшують її поперечний відгин. У вітчизняних машинках прийнято таке співвідношення ходу ножа S , кроку ножа t і гребінки t_0 : $S=t=3t_0$ при $t_0 = 6,4$ мм.

Обертальний рух кривошипа передається важелю з ножом через ролик, який вільно переміщується вздовж вертикального паза у важелі.

Кутова амплітуда коливань важеля з ножом маленька, тому можна вважати, що ніж здійснює прямолінійний гармонійний коливальний рух. Його рівняння

$$x_N = \frac{r \cdot \rho \cdot \cos \alpha}{R}, \quad (7.1)$$

де r – радіус кривошипа, у стригальній машинці МСУ-200 $r=0,0038\text{м}$;

ρ – відстань від довільної точки ножа до центра обертання важеля, для внутрішньої точки леза ножа $\rho_1 = 0,0723\text{м}$, для зовнішньої – $\rho_2 = 0,0875\text{м}$;

α – кут повороту кривошипа, град.;

R – відстань від осі кривошипа до центра обертання важеля, $R=0,031\text{м}$.

Стригаль надає різальному апарату рівномірний поступальний рух зі швидкістю v_M , рівняння якого

$$y_N = v_M \cdot t, \quad (7.2)$$

де v_M – швидкість поступального руху ножа, м/с (табл. 7.1).

Важливим фактором, який впливає на якість стрижки, є подача h_N , під якою розуміють шлях, що проходить машинка при поступальному русі за час одного ходу ножа

$$h_N = v_M / (2 \cdot n_C), \quad (7.3)$$

де n_C – частота обертання кривошипа, об/с (табл.7.1).

Кривошип обертається рівномірно, тому кут його повороту

$$\alpha = \omega \cdot t, \quad (7.4)$$

де ω – кутова швидкість обертання кривошипа, рад/с

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n_C \quad (7.5)$$

Підставляючи (7.5) до (7.4), а також до (7.1), отримаємо разом з (7.2) систему параметричних рівнянь траєкторії довільної точки леза ножа

$$\begin{cases} x_N = r \cdot \rho \cdot \cos(2\pi \cdot n_C \cdot t) / R \\ y_N = v_M \cdot t \end{cases} \quad (7.6)$$

Користуючись нею, побудуємо траєкторії двох крайніх точок (внутрішньої і зовнішньої) леза ножа за час одного оберту кривошипа. При $0 \leq t \leq 1/(2 \cdot n_C)$

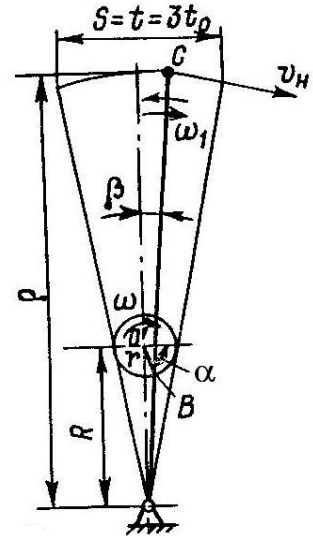


Рис. 7.2. Схема різального апарата стригальної машинки

побудувати траєкторію руху лівого леза ножа АВ, а при $1/(2 \cdot n_C) \leq t \leq 1/n_C$ – траєкторію руху правого леза CD, розбивши кожну частину кривої на 10 відрізків, на міліметровому папері у масштабі 5:1. Для зручності побудови записати результати розрахунків до табл. 7.2.

$$x_{NA} = r \cdot \rho_1 \cdot \cos(2\pi \cdot n_C \cdot t) / R,$$

$$y_{NA} = v_M \cdot t,$$

$$x_{NB} = x_{NA} + b / 2,$$

де b – ширина основи ножа, $b=0,0048$ м

$$y_{NB} = y_{NA} + h_L,$$

де h_L – висота ріжучої частини ножа, $h_L=0,0152$ м

$$x_{NC} = r \cdot \rho_1 \cdot \cos(2\pi \cdot n_C(t + 1/(2n_C))) / R + b$$

$$y_{NC} = h_N + v_M \cdot t$$

$$x_{ND} = x_{NC} - b / 2$$

$$y_{ND} = y_{NC} + h_L$$

Таблиця 7.1

Вихідні дані для розрахунків різального апарата стригальної машинки

№ варіанту	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$n_c, об/с$	28								33			
$v_M, м/с$	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,5	0,55	0,6	0,65
№ варіанту	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
$n_c, об/с$	33				38							
$v_M, м/с$	0,7	0,75	0,8	0,85	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85
№ варіанту	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36
$n_c, об/с$	43								48			
$v_M, м/с$	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,5	0,55	0,6	0,65

ic

$$t_0 := 6.4 \cdot 10^{-3}$$

$$b := 0.0048$$

$$h_u := 0.0152$$

$$\underline{S} := 3 \cdot t_0$$

$$S = 0.019 \quad \underline{S} := t$$

$$r := 0.0038$$

$$p := 0.0723$$

$$\underline{R} := 0.031$$

$$n_c := 33$$

$$v_m := 0.85$$

$$h_n := \frac{v_m}{2 \cdot n_c}$$

$$h_n = 0.013$$

$$\underline{m} := 0..10$$

$$X_{na_m} := r \cdot p \cdot \frac{\cos\left(\pi \cdot \frac{m}{10}\right)}{R}$$

$$Y_{na_m} := v_m \cdot \frac{m}{20 \cdot n_c}$$

$$X_{nb_m} := X_{na_m} + \frac{b}{2}$$

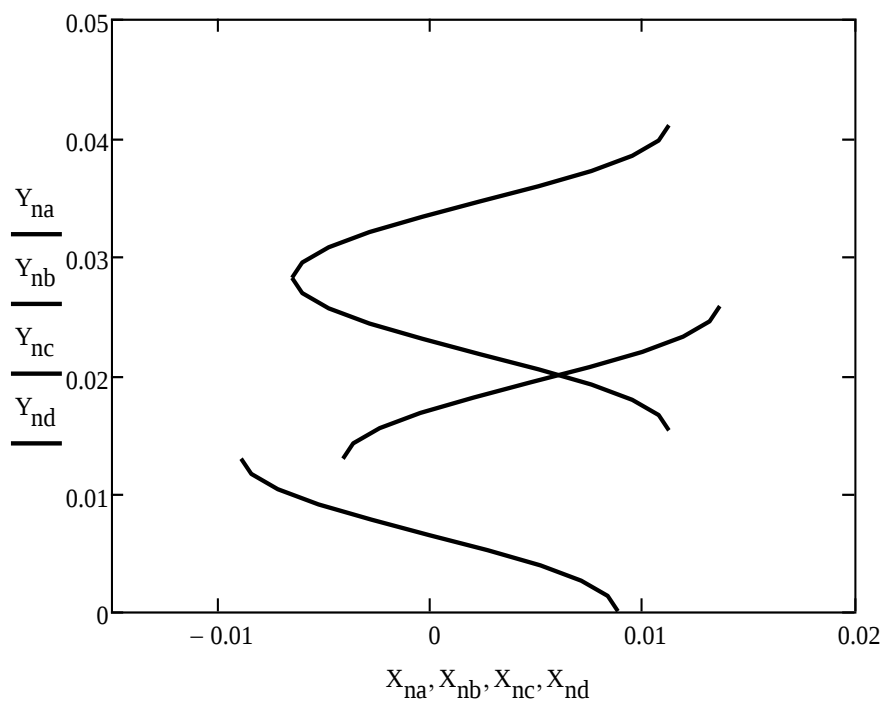
$$Y_{nb_m} := Y_{na_m} + h_u$$

$$X_{nc_m} := \frac{r}{R} \cdot p \cdot \cos\left(\pi + \pi \cdot \frac{m}{10}\right)$$

$$Y_{nc_m} := h_n + v_m \cdot \frac{m}{20 \cdot n_c}$$

$$X_{nd_m} := X_{nc_m} - \frac{b}{2}$$

$$Y_{nd_m} := Y_{nc_m} + h_u$$



ЛІТЕРАТУРА

1. Теорія та розрахунок машин для тваринництва / Б.П. Шабельник, М.М. Троянов, І.Г. Бойко та ін.; За ред. І.Г. Бойка .– Харків: ХДТУСГ, 2002.– 216с.
2. Машини та обладнання для тваринництва: Підручник. / І.І. Ревенко, М.В. Брагінець, В.С. Хмельовський та ін. - К.: ЦП «Компринт», 2018. -567 с.
3. Машини для тваринництва та птахівництва: Посібник / За ред. В.І. Кравчука, Ю.Ф. Мельника. – Дослідницьке: УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого, 2009.– 207с.
4. Машини для заготівлі та приготування кормів: Посібник / За ред. В.І. Кравчука. Ю.Ф. Мельника. – Дослідницьке: УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого, 2009.– 136с.

ЗМІСТ

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 1. Розрахунок шнекової коренемийки	3
ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №2. Розрахунок барабанного подрібнювального апарата	8
ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 3. Дослідження системи роздачі кормів мобільними кормороздавачами	12
ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №4. Розрахунок ланцюгово-скребкового транспортера для видалення гною	16
ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №5. Розрахунок сепаратора-молокоочисника	20
ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 6. Розрахунок пластинчастого пастеризатора молока	23
ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ №7. Кінематичний аналіз різального апарата стригальної машинки	27
ЛІТЕРАТУРА	32

ТЕОРІЯ, КОНСТРУКЦІЯ ТА РОЗРАХУНОК МАШИН ДЛЯ ТВАРИННИЦТВА

Методичні рекомендації до виконання практичних робіт
для здобувачів ступеня вищої освіти магістр спеціальностей 133 – "Галузеве
машинобудування" та 208 – "Агроінженерія"

Укладачі: В.В. Амосов, П. Г. Лузан, О.Р. Лузан